






Rotary printing machine with blanket- and plate cylinders arranged in cylinder units in couples.**Publication number:** EP0644048**Publication date:** 1995-03-22**Inventor:** SCHNEIDER FELIX (CH); MIESCHER ANDREAS III (CH); ZAHND ANDREAS (CH)**Applicant:** WIFAG MASCHF (CH)**Classification:****- International:** B41F7/02; B41F13/00; B41F13/004; B41F33/00; B41F33/08; B41F7/00; B41F13/00; B41F13/004; B41F33/00; B41F33/04;
(PC1-7): B41F13/004**- european:** B41F13/004B**Application number:** EP19940810752 19941227**Priority number(s):** DE19934344896 19931229; DE19934344912 19931229; DE19944405658 19940222**Also published as:** JP8034108 (A)
 JP11268249 (A)
 EP0644048 (A3)
 EP0644048 (B2)
 EP0644048 (B1)

more >>

Cited documents: GB2261629
 US3557692
 US3221651
 GB2149149**Report a data error here****Abstract of EP0644048**

A rotary printing machine has blanket cylinders and plate cylinders which are arranged in cylinder units in couples by means of a mechanical coupler for their common drive. Such a cylinder unit is driven in each case by its own drive motor.

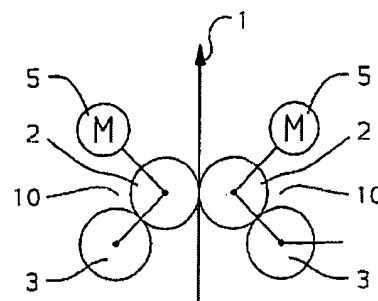


Fig. 1

Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer: **0 644 048 A2**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: **94810752.9**

(51) Int. Cl.⁶: **B41F 13/004**

(22) Anmeldetag: **27.12.94**

(30) Priorität: **29.12.93 DE 4344896**
29.12.93 DE 4344912
22.02.94 DE 4405658

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
22.03.95 Patentblatt 95/12

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE DK ES FR GB IT LI LU NL SE

(71) Anmelder: **Maschinenfabrik Wifag**
Wylerringstrasse 39
Postfach
CH-3001 Bern (CH)

(72) Erfinder: **Schneider, Felix**
Hintere Hardaustasse 20
CH-4900 Langenthal (CH)
Erfinder: **Miescher, Andreas, III.**
Schulmattstrasse 15
CH-3063 Ittigen (CH)
Erfinder: **Zahnd, Andreas**
Mühlrain 43
CH-3052 Zollikofen (CH)

(54) **Rotationsdruckmaschine mit paarweise zu Zylindergruppen zusammengefassten Gummituch- und Platten- bzw. Formzylinder.**

(57) Eine Rotationsdruckmaschine weist Gummituchzylinder und Plattenzylinder auf, die paarweise durch eine mechanische Kopplung für ihren gemeinsamen Antrieb zu Zylindergruppen zusammengefaßt sind. Eine solche Zylindergruppe wird jeweils von einem eigenen Antriebsmotor angetrieben.

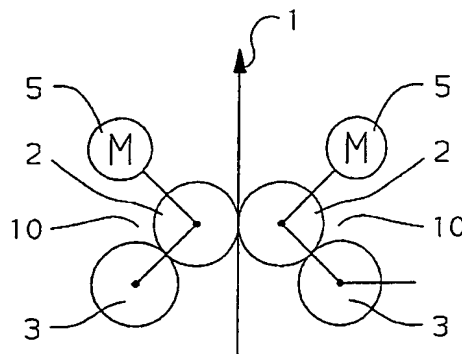


Fig. 1

EP 0 644 048 A2

Die vorliegende Erfindung betrifft die Zusammenfassung von Zylindern einer Rotationsdruckmaschine zu einzelnen Zylindergruppen und eine Antriebsregelung hierfür.

Herkömmliche Rotationsdruckmaschinen werden von einem Hauptantrieb über eine mechanische Längswelle, auch Königswelle genannt, angetrieben. Ein Nachteil dieser Druckmaschinen ist der zu betreibende mechanische Aufwand zum Ausgleich der während des Laufs auftretenden Torsion der Längswelle. Dadurch wird eine mechanische Umfangsregisterverstellung von Druckstellen der Druckmaschine während des Laufs notwendig.

Es wird auch versucht, die mechanische Längswelle zwischen den einzelnen Druckeinheiten durch eine elektrische Längswelle zu ersetzen. Hierbei erhält jede Druckeinheit einen separaten elektrischen Antrieb. Zu dem hohen mechanischen Aufwand, der wegen der Komplexität der einzelnen Druckeinheiten mit mehreren Druckstellen nach wie vor zu betreiben ist, kommt in diesem Falle noch ein hoher regeltechnischer Aufwand hinzu, da der Synchronlauf der einzeln angetriebenen Druckeinheiten untereinander ebenfalls sichergestellt sein muß.

Zur Vermeidung der genannten Probleme wird in der DE 41 38 479 A1 vorgeschlagen, die Zylinder der Druckmaschine durch je einen Elektromotor anzutreiben.

Aus der DE 42 14 394 A1 ist ein Regelleitsystem für solch eine Druckmaschine mit jeweils einzeln angetriebenen Zylindern bekannt. Dabei können die Einzelantriebe der Zylinder und deren Antriebsregler zu Druckstellengruppen beliebig zusammengefaßt werden. Die Druckstellengruppen werden Falzapparaten zugeordnet, von denen sie ihre Positionsreferenz beziehen. Das vorgeschlagene Leitsystem besteht im wesentlichen aus einem schnellen BUS-System für die Einzelantriebe und die Antriebsregler einer Druckstellengruppe und einem übergeordneten Leitsystem zur Verwaltung der Druckstellengruppen.

Das in diesen beiden Druckschriften verfolgte Konzept der einzeln angetriebenen Zylinder ermöglicht zwar eine hohe Einsatzflexibilität, erfordert aber gleichzeitig eine sehr hohe Anzahl von Antriebsmotoren und, wie die DE 42 14 394 A1 zeigt, einen hohen Regelungsaufwand für diese große Anzahl von Einzelantrieben. Darüberhinaus muß eine Vielfalt von Motoren verwendet werden. Bei Verwendung nur weniger Motorengrößen wären andernfalls für unterschiedliche Anwendungen oft überdimensionierte Motoren einzusetzen. Beides treibt den Preis solch einer Druckmaschine.

Die vorliegende Erfindung hat es sich demgegenüber zur Aufgabe gemacht, eine hochflexibel einsetzbare, dennoch wirtschaftliche Rotationsdruckmaschine zu schaffen.

Diese Aufgabe wird durch den Gegenstand des Anspruchs 1 gelöst.

Die Unteransprüche sind auf zweckmäßige und nicht glatt selbstverständliche Ausführungsformen des Gegenstands von Anspruch 1 gerichtet.

Nach der Erfindung bilden Gummituchzylinder und Plattenzylinder einer Rotationsdruckmaschine paarweise eine Zylindergruppe, bei der jeweils ein Gummituchzylinder und ein Plattenzylinder mechanisch miteinander gekoppelt sind und gemeinsam durch einen eigenen Antriebsmotor pro Zylindergruppe angetrieben werden.

Durch diese gruppenweise Zusammenfassung der beiden Zylinder und deren Ausstattung mit einem einzigen Antrieb für zumindest ein Zylinderpaar wird die Anzahl der benötigten Antriebsmotoren erheblich verringert; zumindest halbiert gegenüber den Einzelantriebskonzepten. Die mechanische Kopplung dieser beiden einander drucktechnisch zugeordneten Zylinder, bevorzugterweise eine Zahnradkopplung mit gerad- oder schrägverzahnten Zahnrädern, bietet gegenüber dem Konzept der jeweils einzeln angetriebenen Zylinder deutliche Preisvorteile. Hinsichtlich der Einsatzflexibilität sind gegenüber dem Einzelantriebskonzept keine ins Gewicht fallenden Abstriche zu machen. So kann sowohl die Umfangsregister- als auch die Seitenregisterverstellung jedes Gummituchzylinders einzeln und zu jedem weiteren beliebigen Gummituchzylinder, soweit erforderlich, abgestimmt vorgenommen werden. Durch die Zylindergruppen entsprechend der Erfindung mit jeweils eigenen Antriebsmotoren können bei einer Rotationsdruckmaschine in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht optimale Druckstellen gebildet werden. Als Druckstellen werden in diesem Zusammenhang jeweils die Zylinderpaare verstanden, zwischen denen eine zu bedruckende Papierbahn hindurchläuft und einseitig oder beidseitig bedruckt wird. Demnach gehören zu einer erfindungsgemäß gebildeten Druckstelle jeweils eine Zylindergruppe und ein entsprechender Gegendruckzylinder, der zur Zylindergruppe gehören kann, aber nicht muß. Im zuletzt genannten Fall wird eine Druckstelle durch zwei einander zugeordnete Zylindergruppen gebildet. Antriebstechnisch sind jedoch die Druckstellen der Druckmaschine in beiden Fällen in sich mechanisch unabhängig, d. h. die Druckstellen der Druckmaschine sind elektrisch miteinander gekoppelt.

Bevorzugterweise wird bei den erfindungsgemäßen Zylindergruppen der Gummituchzylinder angetrieben, der seinerseits über die mechanische Kopplung auf den Plattenzylinder der gleichen Zylindergruppe abtreibt. In einer weiteren Ausführungsform der Erfindung kann der Antrieb jedoch auch die Plattenzylinderwelle antreiben, so daß der Gummituchzylinder erst über die mechanische

Kopplung vom Plattenzylinder angetrieben wird. Während der Antrieb auf den Plattenzylinder vorteilhafterweise einen geringen Aufwand für das An- und Abstellen des Gummituchzylinders erfordert, ist der Gummituchzylinder andererseits maßgebend für die Lagegenauigkeit bzw. Umfangsregistereinstellung. Die erstgenannte Lösung besitzt den Vorteil, daß der Zylinder, der letztlich mit einer zu bedruckenden Papierbahn direkt in Berührung kommt, nicht erst über ein möglicherweise mit Spiel behaftetes Übertragungsglied angetrieben werden muß.

Vorteilhaft ist es, jeweils drei Zylindergruppen auf eine Druckstelle arbeiten zu lassen. Eine Zylindergruppe ist an der einen Druckseite, und zwei Zylindergruppen sind an der gegenüberliegenden Druckseite einer dazwischen durchlaufenden Papierbahn angeordnet. Bevorzugt bildet dabei der Gummizylinder der an der einen Druckseite der Papierbahn angeordneten Zylindergruppe den Gegendruckzylinder für die beiden anderen Gummizylinder der an der gegenüberliegenden Druckseite der Papierbahn angeordneten Zylindergruppen, die vorteilhafterweise beide jeweils wechselseitig betrieben werden können. Diese Konfiguration bietet die höchste Einsatzflexibilität für eine Gummi-/Gummiproduktion, da bei fortlaufender Produktion die beiden wechselseitig, einsetzbaren Gummizylinder für eine Umstellung des Drucks konfiguriert werden können. Dies erfolgt durch Plattenwechsel eines dem nichtangestellten Gummizylinder zugeordneten Plattenzylinders. Jede Zylindergruppe kann in einem Einzelgestell gelagert sein. Vorzugsweise sind die beiden einer Druckseite der Papierbahn horizontal gegenüberliegenden Zylindergruppen zu einer in einem Gestell gelagerten Zylindereinheit zusammengefaßt.

Eine Zylindergruppe kann nach der Erfindung um einen Gegendruckzylinder für den Gummituchzylinder erweitert werden. Dieser dritte Zylinder der derart gebildeten Zylindergruppe wird mechanisch mit dem Gummituchzylinder gekoppelt, bevorzugterweise durch eine weitere Zahnradkopplung. Solch eine Zylindergruppe stellt bereits eine Druckstelle dar, zwischen deren Gummituch- und Gegendruckzylinder die zu bedruckende Papierbahn hindurchgeführt wird. Der Gegendruckzylinder kann ein Stahl- oder auch ein weiterer Gummituchzylinder für beidseitigen Druck sein. Solch ein Gegendruckzylinder kann insbesondere auch ein Zentralzylinder einer Zylindereinheit mit beispielsweise neun oder zehn Zylindern sein. In einer alternativen, ebenfalls bevorzugten Ausführungsform der Erfindung wird solch ein Zentralzylinder von einem eigenen Antriebsmotor angetrieben. Diese Art der Zusammenfassung gewährt die höchste Einsatzflexibilität für eine Zylindereinheit. So kann in diesem Fall jede der dem Zentralzylinder zugeordneten

Zylindergruppen aus Gummituch- und Plattenzylinder einzeln und unabhängig von den anderen Zylindergruppen umgesteuert werden, wie dies beispielsweise für Wechseldruck bzw. für den fliegenden Plattenwechsel erforderlich ist.

Der Abtrieb von einem Antriebsmotor auf die jeweilige Zylindergruppe erfolgt bevorzugterweise mittels eines Zahnriemens. Gegenüber der in der DE 41 38 479 A1 vorgeschlagenen Lösung des auf der Antriebswelle des angetriebenen Zylinders sitzenden Rotors des Elektromotors besitzt solch ein Zahnriemen eine hohe Elastizität. Für das Regelkonzept des Antriebs einer Zylindergruppe ist jedoch die durch die Verwendung eines Zahnriemens gegebene Möglichkeit einer hohen Bedämpfung des aus einem Antriebsmotor und den angetriebenen Zylindern bestehenden mechanischen Systems von großem Wert, wie noch erläutert wird. Grundsätzlich gestattet die Erfindung jedoch auch den Direktantrieb, der bei kleinen Zylindern sogar vorteilhaft sein kann. Gegenüber einem Zahnradtrieb zwischen dem Antriebsmotor und dem angetriebenen Zylinder einer Zylindergruppe, wie er ebenfalls Anwendung finden kann, besitzt ein Zahnriemen den Vorteil eines spielfreien Laufs und eines nicht absolut festen Übersetzungsverhältnisses.

Demgegenüber sind für die mechanische Kopplung zwischen den Zylindern innerhalb einer Zylindergruppe Zahnräder vorgesehen, obwohl andere Übertragungsglieder durchaus auch denkbar sind. Die gegeneinander kämmenden Zahnräder können gerad- oder schrägverzahnt sein. Bei schrägverzahnten Zahnradern wird zur Seitenregisterverstellung der Gummituchzylinder längs verschoben, während seine Antriebs- und/oder Abtriebszahnäder erfindungsgemäß ortsfest bleiben. Andernfalls wäre mit der Seitenregister- auch eine Umfangsregisterverstellung erforderlich. Bei Verwendung geradverzahnter Zahnäder wird der Gummituchzylinder zusammen mit seinem fest angebrachten Zahnrad bzw. seinen Zahnädern einfach längs verschoben.

Die Farbwalze bzw. die Farbwalzen oder Feuchtwalzen eines Farbwerkes bzw. eines Farb- und Feuchtwerkes, das einer Zylindergruppe zugeordnet ist, kann bzw. können erfindungsgemäß mechanisch mit dieser Zylindergruppe gekoppelt sein, so daß die Farbwalze bzw. die Farbwalzen vom Antriebsmotor dieser Zylindergruppe mit angetrieben werden. Durch diese Lösung kann der regeltechnische Aufwand gering gehalten werden. Andererseits ist die mechanische Ankopplung des Farbwerkes im Sinne des mit der Erfindung verfolgten Baukastenprinzips nicht ganz so ideal wie der stärker bevorzugte Eigenantrieb für die Walze bzw. die Walzen des Farbwerkes. Nach dieser ebenfalls bevorzugten Ausführungsform der Erfindung besitzt jedes Farbwerk einen eigenen Antriebsmotor für

seine Farbwalzen. Solch ein Antriebsmotor treibt ebenfalls bevorzugterweise über einen spielfreien Zahnriemen mit hoher Dämpfung und gegebenenfalls über ein Untersetzungs-Zahnradgetriebe die Farbwalze oder im Falle mehrerer Farbwalzen die dem Plattenzylinder der entsprechenden Zylindergruppe am nächsten liegende Farbwalze an. Dabei ist die Umfangsgeschwindigkeit dieser Farbwalze vorteilhafterweise einstellbar, insbesondere mit negativem Schlupf gegenüber dem Plattenzylinder, wobei die Umfangsgeschwindigkeit der Farbwalze bevorzugt etwas geringer als die des entsprechenden Plattenzylinders ist.

Besondere Probleme bereitet die Regelung eines Motor/Last-Systems mit einem Antriebsmotor für einen Zylinder oder eine Walze einer Rotationsdruckmaschine. In Einzelfällen wird bei kleinen Lasten ein großer, d. h. leistungsstarker Motor mit einem gegenüber der Last vergleichsweise hohen Massenträgheitsmoment verwendet. Solche Systeme werfen hinsichtlich der Beherrschung von Schwingungen und Stößen keine allzu großen Probleme auf, da die Last vom Motor zwangsweise mitgeführt wird. Bei größer werdendem Massenträgheitsmoment der angetriebenen Lasten, deren Massenträgheitsmomente oft mehr als fünfmal größer als die der antreibenden Motoren sein können, nehmen die Schwingungsprobleme jedoch zu. Dementsprechend komplexer werden die Regelungen dieser Motor/Last-Systeme. Die Elastizität einer Kopplung zwischen dem Motor und der Last trägt weiter zur Verschärfung der Probleme bei.

Im Druckmaschinenbau sind Regelungen der Lage oder der Drehzahl eines Zylinders bekannt, bei denen ein mechanischer Geber auf der Motorseite zur Erfassung der Motordrehzahl oder der Rotorwinkellage des Motors für einen Soll/Ist-Vergleich der Motorregelung verwendet wird. Diese bekannte Regelung stößt jedoch bei größer werdenden Massenträgheitsverhältnissen von der Last zum Motor zunehmend an ihre dynamischen Grenzen. Wird die Ist-Position an der Motorwelle gemessen, so liegen sowohl Kopplung als auch mechanische Last außerhalb des eigentlichen Regelkreises. Sie können diesen jedoch über die auf die Motorwelle zurückwirkenden Beschleunigungsmomente beeinflussen. Der Motor, der in diesem Fall eine wesentlich kleinere Masse als die Kopplung und der Zylinder hat, wird dadurch maßgeblich beeinflusst. Da die resultierende Motorbelastung aus einem mechanischen Gebilde aus Massen, Federn und Dämpfungen besteht, ist das Lastmoment stark frequenzabhängig, was letztlich das dynamische Verhalten des Systems bestimmt. Bei Anregung durch eine Sollwert-Änderungen werden zuerst die Federn gespannt, die dem Motor am nächsten gelegen sind. Das durch den Regler hervorgerufene Motormoment beschleunigt Teile der Kopp-

lung und in weiterer Folge den Zylinder bzw. die angetriebene Walze. Energie ist zu diesem Zeitpunkt sowohl in den Federn als auch in der Massenbewegung gespeichert, deren Aufteilung sich laufend ändert. Der Motor mag zwar innerhalb kurzer Zeit die korrekte Position eingenommen haben, wird aber durch die auftretenden Massenkräfte erneut abgelenkt, was zu einem weiteren Regelvorgang führt. Das System muß, durch einen relativ langsamen Regler angesteuert, stabilisiert werden.

Die vorliegende Erfindung hat es sich daher auch zur Aufgabe gemacht, eine Regelung zu schaffen, mit der bei einer Rotationsdruckmaschine die Lage und/oder die Drehzahl eines Zylinders bzw. einer Walze, die von einem Motor angetrieben wird, leistungsoptimiert und mit genügend hoher Regelgüte, d. h. hinsichtlich der Dynamik und der Drehzahl - bzw. Lagegenauigkeit, geregelt werden kann. Die Regelung soll preiswert sein und keine allzu hohen Anforderungen an die Kopplung von Motor und Last, insbesondere an die Drehsteifigkeit und Spielfreiheit der Kopplung stellen.

Bevorzugterweise werden zumindest die Antriebsmotoren der auf die gleiche Druckseite einer Papierbahn arbeitenden Zylindergruppen einer Zylindereinheit lagegeregelt. Bevorzugt wird eine sogenannte ideale Lageregelung, d.h. eine verzögerungsfreie Lageregelung mit einer Schleppfehleraufschaltung. Auf diese, aus technischen Gründen erwünschte, aufwendige Art der Lageregelung kann jedoch durchaus auch verzichtet werden. Eine einfache Lageregelung stellt ebenfalls eine bevorzugte, insbesondere preiswertere, Ausführungsform der Erfindung dar.

Die Regelung der Lage und/oder der Drehzahl des zu regelnden Zylinders einer Zylindergruppe bzw. einer Walze eines Farbwerkes erfolgt erfindungsgemäß mittels eines Reglers für den Antriebsmotor durch den Soll/Ist-Vergleich der Ausgangssignale eines Sollwert-Gebers und eines Istwert-Gebers, wobei dieser Istwert-Geber die Lage und/oder die Drehzahl des Zylinders bzw. der Walze erfaßt. Im Gegensatz zu den bekannten Regelungen bei Rotationsdruckmaschinen wird somit ein Lastgeber für die Regelung verwendet. Demgegenüber wurde bislang im Druckmaschinenbau ein mechanischer Geber auf der Motorseite zur Erfassung der Motordrehzahl oder der Rotorwinkellage des Motors für den Soll/Ist-Vergleich der Motorregelung verwendet. Bei dieser herkömmlichen Regelung stößt man bei großen Massenträgheitsverhältnissen von der Last zum Motor rasch an die dynamischen Grenzen. Wird die Regelung instabil, beginnt vor allem der Motor zu schwingen, während die Last relativ ruhig bleibt.

In der Regelungstechnik sind für sogenannte Zweimassenschwinger Differenzaufschaltungen, Regelkaskaden und aktive Filter bekannt, die je-

doch alle einen großen regeltechnischen Aufwand erfordern. Für die vorstehend beschriebenen Last/Motor-Systeme, d. h. die eigenangetriebenen Zylindergruppen, hat es sich überraschenderweise als völlig ausreichend erwiesen, die Regelung im wesentlichen mittels eines Istwertes zu führen, der durch einen an der Last, nämlich an einem der Zylinder einer Zylindergruppe, angebrachten Istwert-Geber ermittelt worden ist. Dieser Istwert-Abstand-Winkellage und/oder Drehzahl des betreffenden Zylinders - reicht zur Erzielung einer hohen Dynamik und Regelgüte sogar bereits allein aus.

Der Antriebsmotor kann bei dem Zweimassenschwinger nach der Erfindung sogar außer acht gelassen werden. Die als Tiefpaßfilter wirkende Last ist unempfindlich gegen die Schwingungen des demgegenüber wesentlich kleineren Motors. Andererseits können die Rückwirkungen von der Last auf den Antriebsmotor vernachlässigt werden. Die erfindungsgemäße, nicht zuletzt wegen ihrer Einfachheit preiswerte Regelung bietet den weiteren Vorteil, daß sie auch einfach der großen Bandbreite der Massenträgheitsverhältnisse zwischen Last und Motor und auf sich im Laufe des Betriebs ändernde Parameter, wie beispielsweise die Elastizität einer Kopplung, eingestellt werden kann.

Indem der erfindungsgemäß zu regelnde Istwert an der Last abgenommen wird, wird auch das gemessen, was exakt laufen muß, nämlich die Last, nicht der Motor. Das aus dem Antriebsmotor, einer Kopplung und der Last bestehende mechanische Ersatzsystem ist als Tiefpaßfilter zu betrachten. Bei dieser Art der Regelung wird das Tiefpaßfilter des Motor-Kopplung-Last-Abstand-Systems ausgenutzt, um Stöße und Schwingungen, die in der Regelstrecke entstehen, zu filtern. Solche Stöße und Schwingungen werden somit in reduziertem Maße in den Regler zurückgeführt. Die Gefahr einer Aufschaukelung wird dadurch vermindert. Die Dynamik der Regelung und somit auch die Regelgüte können dadurch gegenüber der geschilderten konventionellen Regelung bei identischer Kopplung, wesentlich erhöht werden.

Der bildlich gesprochen von der Motorseite zur Lastseite gewanderte Istwert-Geber bildet die Hauptregelgröße für den Regler des Motors, d. h. der Motor wird von der Lastseite her durch deren Istwert geführt. Nach einer besonders bevorzugten Ausführungsform der Erfindung wird kein mechanischer Istwert-Geber für die Erfassung der Lage oder der Drehzahl des Motors im Rahmen der Regelung des Motors benötigt. Eine gegebenenfalls im Motor integrierte Istwert-Erfassung kann vorteilhaft für die reine Antriebsüberwachung, gegebenenfalls für eine Motornotabschaltung verwendet werden.

Der Istwert-Geber für die Regelung wird entsprechend der Erfindung am momentenfreien Wel-

lenende des angetriebenen Zylinders einer Zylindergruppe bzw. der angetriebenen Walze eines Farbwerks angebracht.

Besonders vorteilhaft werden elektrische Asynchronmotoren als die Antriebsmotoren eingesetzt, Bislang wurde ein Asynchronmotor nur dann verwendet, wenn mittels eines großen Motors eine kleine Last anzutreiben war. Für den vorliegenden Fall, bei dem ein Antriebsmotor eine Zylindergruppe bzw. auch die Walzen eines Farbwerks antreibt, bei dem also die angetriebene Last ein vergleichsweise hohes Massenträgheitsmoment gegenüber dem Antriebsmotor besitzt, ist die Verwendung von Asynchronmotoren nicht bekannt. Für die Zwecke der erfindungsgemäßen Regelung mit einem Lastgeber statt eines Motorgebers sind Asynchronmotoren besonders geeignet. Gegenüber den für die bei den betreffenden Anwendungen bislang eingesetzten Gleichstrommotoren weisen Asynchronmotoren eine höhere Feldsteifigkeit auf, so daß ihr Einsatz die Dynamik und Regelgüte des zu regelnden Systems verbessert. Die Verwendung anderer Motorbauarten, beispielsweise Gleichstrommotoren, ist jedoch nicht grundsätzlich ausgeschlossen.

Die Stabilität der Regelung wird durch die bevorzugte Verwendung eines spielfreien Zahnriemens mit hoher Dämpfung als Kopplung zwischen Motor und Last zusätzlich verbessert.

Der Antriebsmotor kann bei dem in Rede stehenden Zweimassenschwinger sogar außer acht gelassen werden. Die als Tiefpaßfilter wirkende Last ist unempfindlich gegen die Schwingungen des demgegenüber wesentlich kleineren Motors. Andererseits können die Rückwirkungen von der Last auf den Antriebsmotor vernachlässigt werden.

Mit dem Konzept der paarweisen Zusammenfassung von Gummituch- und Plattenzylindern zu Zylindergruppen, die gegebenenfalls um einen weiteren Gegendruckzylinder erweitert werden, wird ein Höchstmaß an Flexibilität erhalten, während der Preis für eine derart organisierte Druckmaschine gegenüber einer Druckmaschine mit einzeln angetriebenen Zylindern erheblich gesenkt werden kann. Für eine aus solchen Zylindergruppen zusammengesetzte Druckmaschine werden Antriebsmotoren in lediglich zwei, allenfalls drei Leistungsklassen benötigt, während bei direkt und einzeln angetriebenen Zylindern im Grunde jeweils gesonderte Motoren für Zylinder mit den verschiedensten Längen und Durchmesser erforderlich sind. Mittels des erfindungsgemäß verwendeten Zahnriementriebs können die möglicherweise in weiten Grenzen schwankenden Massenträgheitsmomentenverhältnisse zwischen der Last und dem Motor durch entsprechende Wahl der Übersetzung aufgefangen und aufeinander abgestimmt werden. Die Reduzierung der Anzahl der Antriebsmotoren zu-

sammen mit dem Vorteil, daß Motoren lediglich in wenigen Leistungsklassen bereitgestellt werden müssen, bietet bereits erhebliche Preisvorteile. Dieser Vorteil wird durch die Verwendung der erfindungsgemäß einfachen Regelung, die ebenfalls auf wechselnde Massenträgheitsverhältnisse flexibel anpaßbar noch verstärkt. Dabei kommen die mit der Erfindung erzielten Vorteile mit größer werden den Druckmaschinen, d. h. mit steigender Anzahl von Druckwerken und Druckstellen pro Maschine, immer mehr zur Geltung. Insbesondere findet die Erfindung im Bau von Offset-Rotationsdruckmaschinen Verwendung; sie ist aber nicht auf diese Maschinenart beschränkt.

Aus der DE 38 28 638 C1 ist eine Druckmaschine bekannt, deren Zylinder und Walzen von einem Hauptmotor über einen Zahnriemen angetrieben werden. Der Motor wird anhand von lastseitig abgegriffenen Istwerten geregelt. Die Zylinder und Walzen der Druckmaschine sind über einen Antriebsräderzug miteinander gekoppelt. Durch die beschriebene Regelung lassen sich Schwingungen im Antriebsräderzug nur schwer bzw. unter großem technischen Aufwand gering halten. Da das lastseitige Trägheitsmoment eher groß ist, ist diese bekannte Regelung langsam und weist allenfalls eine geringe Regeldynamik auf.

Bevorzugte Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung werden nachfolgend anhand der Figuren erläutert. Dabei werden weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung offenbart. Es zeigen:

- Fig. 1 eine Druckstelle mit zwei Zylindergruppen;
- Fig. 2 eine Druckstelle mit einer Zylindergruppe;
- Fig. 3 eine Zylindereinheit mit einem eigenangetriebenen Zentralzylinder und vier Zylindergruppen;
- Fig. 4 eine Zylindergruppe mit einer zugeordneten, eigenangetriebenen Farbwalze;
- Fig. 5 eine Regelung des Antriebs für eine Zylindergruppe entsprechend dem Stand der Technik;
- Fig. 6 eine Regelung für den Antrieb einer Zylindergruppe nach der Erfindung;
- Fig. 7 einen Vergleich des dynamischen Verhaltens einer herkömmlichen Regelung und einer Regelung nach der Erfindung in Abhängigkeit vom Massenträgheitsmomentenverhältnis von Motor und Last;
- Fig. 8 einen Vergleich des dynamischen Verhaltens einer herkömmlichen Regelung und einer Regelung nach der Erfindung in Abhängigkeit von der Drehsteifigkeit der Kopplung zwischen dem Motor und der Last;

- Fig. 9 ein Regeldiagramm des Reglers;
- Fig. 10 eine aus drei Zylindergruppen gebildete Druckstelle in Y-Stellung;
- Fig. 11 eine aus drei Zylindergruppen gebildete Druckstelle in Lambda-Stellung.

Bei einer in Fig. 1 dargestellten Druckstelle wird eine zu bedruckende Papierbahn 1 zwischen den beiden einander gegenüberliegenden Gummituchzylindern 2 zweier Zylindergruppen 10 hindurchgeführt. Die beiden Zylindergruppen 10 werden jeweils durch den Gummituchzylinder 2 und einen zugeordneten Plattenzylinder 3 gebildet, die für den gemeinsamen Antrieb mechanisch miteinander gekoppelt sind. Die mechanische Kopplung wird schematisch durch einen Verbindungsstrich zwischen den Mittelpunkten der beiden Zylinder 2 und 3 angedeutet. Im Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 werden jeweils die Gummituchzylinder 2 jeder Zylindergruppe 10 durch einen Drehstrommotor 5 angetrieben. Die Konfiguration entsprechend der Fig. 1, bei der jeweils nur ein Gummituchzylinder 2 und ein Plattenzylinder 3 durch eine mechanische Kopplung zu einer Zylindergruppe 10 zusammengefaßt sind, zeichnet sich durch ihre einfache Bauweise und den höchstmöglichen Grad an Konfigurationsfreiheit bei der Bildung von Druckstellen bzw. Druckstellengruppen aus.

Fig. 2 zeigt eine Variante zur Bildung einer Druckstelle bei der ein Gegendruckzylinder 4 für den Gummituchzylinder 2 mit diesem Gummituchzylinder 2 mechanisch gekoppelt ist. In diesem Ausführungsbeispiel setzt sich die Zylindergruppe 10 aus dem Gummituchzylinder 2, dessen Gegendruckzylinder 4 und dem Plattenzylinder 3 und deren mechanischer Kopplung zusammen, so daß die Druckstelle durch eine einzige Zylindergruppe 10 gebildet wird. Im Ausführungsbeispiel der Fig. 2 wird im Gegensatz zu dem der Fig. 1 nicht der Gummituchzylinder 2, sondern der diesem Zylinder zugeordnete Plattenzylinder 3 durch einen Drehstrommotor 5 angetrieben. Vorteil dieser Variante für die Zusammenfassung von Zylindern zu einer Zylindergruppe ist ihr konstantes Förderverhalten wegen der mechanischen Kopplung des Gummituchzylinders 2 mit seinem Gegendruckzylinder 4 und, daß wegen dieser mechanischen Kopplung keine direkte gegenseitige Beeinflussung der Zylinder 2 und 4 stattfindet. Der Gegendruckzylinder 4 kann ein zweiter Gummituchzylinder oder aber ein Stahlzylinder, beispielsweise ein Zentralzylinder einer Neun- oder Zehn-Zylindereinheit sein.

Die Zuordnung der Motoren 5 zu den Gummituchzylindern 2 bzw. den Plattenzylindern 3 kann grundsätzlich in beiden Ausführungsbeispielen vertauscht werden. Der Antrieb des Plattenzylinders 3 hat den Vorteil, daß die Zylindergruppe 10 leichter umgesteuert werden kann, während im anderen Fall beim Antrieb des Gummituchzylinders 2 der

auf die Papierbahn 1 direkt druckende Zylinder angetrieben wird und dadurch ein Antrieb frei von spielbehafteten Übertragungsgliedern, wie beispielsweise Zahnrädern, möglich ist.

In Fig. 3 ist eine Zylindereinheit 20 dargestellt, bestehend aus einem zentralen Stahlzylinder 6 und vier, diesem Zentralzylinder 6 zugeordneten Zylindergruppen 10. Jeweils ein Gummituchzylinder 2 und ein Plattenzylinder 3 sind in diesem Ausführungsbeispiel zu einer Zylindergruppe 10 zusammengefaßt. Für den Antrieb des Zentralzylinders 6 ist ein eigener Drehstrommotor 5 vorgesehen. Ebenso könnte jedoch der Zentralzylinder 6 mit einer der vier Zylindergruppen 10 eine Zylindergruppe entsprechend der in Fig. 2 dargestellten Variante bilden. Hierdurch würde der eigene Motor 5 für den Zentralzylinder 6 eingespart werden. Andererseits bietet jedoch die in Fig. 3 dargestellte Zusammenfassung zu den kleinstmöglichen Zylindergruppen 10 und eigenangetriebenem Zentralzylinder 6 zu einer Zylindereinheit 20 die höchstmögliche Flexibilität hinsichtlich der Konfigurationsmöglichkeiten. Diese von den vorstehend beschriebenen Grundvarianten abgeleitete Konfiguration einer Zylindereinheit 20 hat drucktechnisch den Vorteil, daß sich der sogenannte Fan-Out-Effekt sehr in Grenzen hält. Jeder der Gummituchzylinder 2 ist ferner einfach auf Gummi/Gummi-Produktion umsteuerbar. Die Möglichkeiten auf verschiedene Arten des Wechseldrucks umzusteuern, werden ebenfalls nicht beschränkt.

Wie dieses Ausführungsbeispiel zeigt, ist eine aus Zylinderpaaren gebildete Zylindergruppe 10 hinsichtlich ihrer Konfigurierbarkeit einem Konzept mit jeweils einzeln angetriebenen Zylindern ebenbürtig.

In Fig. 4 ist das Zusammenwirken einer aus einem Gummituch-/Plattenzylinderpaar 2, 3 bestehenden Zylindergruppe 10 mit einer Farbwalze 7 dargestellt. Hierbei verfügt die Farbwalze 7 über einen eigenen Antrieb durch einen Motor 5, der zu dem Motor 5 für die Zylindergruppe 10 identisch sein kann, aber nicht sein muß. Der Motor 5 für die Farbwalze 7 treibt über einen Zahnriemen 15 und ein Zahnradpaar 16, 17, wobei das Zahnrad 17 auf der Welle der Farbwalze 7 sitzt, die Farbwalze 7 an. Die unterschiedlichen Massenträgheitsmomente des Motors 5 und der Farbwalze 7 werden durch geeignete Wahl der Übersetzungsverhältnisse beim Abtrieb über den Zahnriemen 15 und das Zahnradpaar 16, 17 entschärft.

Die Umfangsgeschwindigkeit der Farbwalze 7 ist einstellbar mit einem leicht negativen Schlupf gegenüber dem Plattenzylinder 3. Dadurch kann der Gefahr entgegengewirkt werden, daß die durch ein Zahnradpaar 12, 13 gebildete mechanische Kopplung zwischen dem Gummituchzylinder 2 und dem Plattenzylinder 3 aus dem Zahneingriff geh-

oben wird.

Der Antrieb der Zylindergruppe 10 erfolgt von dem Motor 5 über den Zahnriemen 11 auf den Gummituchzylinder 2. Die mechanische Kopplung zwischen dem Gummituchzylinder 2 und dem Plattenzylinder 3 derselben Zylindergruppe 10 bilden die beiden Zahnräder 12 und 13. Zur Entschärfung eines hohen Verhältnisses der Massenträgheitsmomente von Last und Antrieb, nämlich Zylindergruppe 10 und Motor 5, wird die Drehzahl des Motors 5 über den Zahnriemen 11 entsprechend untersetzt. Dieser Zahnriemen 11 ist das elastische Kopplungsglied zwischen dem Motor 5 und der angetriebenen Zylindergruppe 10. Gegenüber einer grundsätzlich ebenfalls geeigneten direkten Kopplung oder einer Zahnradkopplung wird mit dem Zahnriemen 11 eine sehr hohe Dämpfung des Motor/Last-Systems 5, 10 erzielt. Das Gleiche gilt grundsätzlich auch für den Antrieb der Farbwalze 7 und dessen Kopplungsglied, den Zahnriemen 15. Ferner wird durch die Wahl eines Zahnriementriebs wegen der stufenlos variierbaren Übersetzung ein großer konstruktiver Freiraum geschaffen. Die Motoren 5 für die Zylindergruppe 10 bzw. die Farbwalze 7 sind jeweils Drehstrommotoren mit einer hohen Feldsteifigkeit. Auch hier kommt das Baukastenprinzip der Bildung von Zylindergruppen bzw. Walzengruppen mit Zahnriemenkopplung zum Antriebsmotor zum Tragen, da mit weniger Motorleistungsgrößen die gesamte Variationsvielfalt von Zylinder- bzw. Walzenlängen und -durchmessern mit entsprechend unterschiedlichen Massenträgheitsmomenten ausgerüstet werden kann.

Die beiden Zahnräder 12 und 13, die die mechanische Kopplung zwischen dem Gummituchzylinder 2 und dem Plattenzylinder 3 bilden, können schrägverzahnte oder geradverzahnte Zahnräder sein. Im Falle schrägverzahnter Zahnräder wird der Gummituchzylinder 2 bei der Seitenregisterverstellung längsverschoben, während das Zahnrad 12 und das entsprechende Zahnrad für den Zahnriemen 11 ortsfest bleiben, d.h. diese beiden Zahnräder sind auf der Zylinderwelle 14 längsverschiebbar gelagert. Im Falle einer Geradverzahnung der beiden Zahnräder 12 und 13 sitzen das Zahnrad 12 und das Zahnrad für den Zahnriemen 11 fest auf der Welle 14 und werden zusammen mit dem Gummituchzylinder 2 und dem Motor 5 für die Zylindergruppe 10 gemeinsam längsverschoben.

Im Gegensatz zu den im Rotationsdruckmaschinenbau bekannten Regelungen wird das Motor/Last-System 5, 10 durch einen Istwert geführt, der von einem an der Lastseite, nämlich am momentenfreien Ende der Welle 14 des Gummituchzylinders 2 angebrachten mechanischen Lastgeber 21 erzeugt wird. Die gleiche Art der Regelung, nämlich mit einem am lastfreien Wellenende der Farbwalze 7 angebrachten Lastgeber 27 wird für

die Regelung der Drehzahl dieser Farbwalze 7 gewählt.

Eine im Druckmaschinenbau bekannte Regelung ist in Fig. 5 schematisch dargestellt. Die Regelung des Motors 5, der über eine elastische Kopplung 24 eine Last 25 antreibt, erfolgt mittels eines Reglers 23. Die Last 25 ist eine schwere Walze bzw. ein schwerer Zylinder oder ein entsprechendes Walzen- oder Zylindersystem, dessen Massenträgheitsmoment typischerweise mehr als fünf mal so hoch wie das des Motors 5 ist. Dennoch soll die Regelung dieses Motor/Last-Systems leistungsoptimiert und mit ausreichend hoher Regelgüte für die Drehzahl oder die Winkellage und die Drehzahl der Last 25 geregelt werden. Dabei sollen an die Kopplung 24 von Motor und Last keine zu hohen Anforderungen gestellt werden in Bezug auf deren Drehsteifigkeit und Spielfreiheit.

Bei den bekannten Systemen, wie eines in Fig. 5 dargestellt ist, ist ein mechanischer Istwert-Geber 21 zur Erzeugung eines für die Lage oder die Drehzahl und die Lage des Rotors des Motors 5 charakteristischen elektrischen Signals an diesem Rotor angebracht. Die Last 25 ist mit der Kopplung 24, die eine Elastizität und eventuell ein gewisses Spiel aufweist, am Motorwellenende befestigt. Die Kopplung und die Last liegen außerhalb des eigentlichen Regelkreises. Sie können diesen jedoch über die auf die Motorwelle zurückwirkenden Beschleunigungsmomente beeinflussen.

Dieses System stößt bei großen Massenträgheitsverhältnissen von der Last zum Motor rasch an seine dynamischen Grenzen. Wird die Regelung instabil, so schwingt vor allem der Motor, während die Last relativ ruhig bleibt.

Fig. 6 zeigt hingegen eine Regelung, bei der, wie in Fig. 4 bereits dargestellt, die Führungsgröße für die Regelung von einem Geber 21 erzeugt wird, der an der Last 25 und nicht am Motor 5 angebracht ist. Dieser Istwert-Geber 21 ist am freien Wellenende der Last, im Ausführungsbeispiel am freien Wellenende des Gummituchzylinders 2 einer Zylindergruppe 10, angebracht. Dieser Istwert-Geber 21 wird im folgenden daher Lastgeber genannt. Die Kopplung 24 wird durch den bereits beschriebenen Zahnriemen 11 mit gegenüber einer direkten Kopplung oder einer Zahnradkopplung hoher Elastizität aber auch hoher Dämpfung gebildet. Zudem ist diese Kopplung 24 mit einem Zahnriemen spielfrei.

Der für die Regelung benötigte, vom Lastgeber 21 erzeugte Istwert, der die Winkellage des Gummituchzylinders 2 oder dessen Drehzahl und dessen Winkellage repräsentiert, wird auf den Regler 23 zurückgeführt. Ein rechnergenerierter Sollwert von dem Sollwert-Geber 22 wird mit diesem Istwert verglichen und zur Bildung eines Regelsignals für den Motor 5 benutzt.

In dieser Regelung liegen die Kopplung 24 und die Last 25 innerhalb des eigentlichen Regelkreises. Die Last und die Kopplung 24 bilden ein Tiefpaßfilter für die in der Regelstrecke entstehenden Stöße und Schwingungen, die somit nur noch in reduziertem Maße in den Regler 23 zurückgeführt werden und deshalb auch nicht zu unerwünschten Anregungen der Regelung führen können. Dadurch wird die Dynamik und auch die Regelgüte gegenüber den konventionellen Systemen sogar bei ansonsten gleicher Kopplung wesentlich erhöht. Das System, bestehend aus Regler, Motor, Kupplung und Zylinder, ist an sich bereits wesentlich stärker gedämpft. Resonanzüberhöhungen treten daher nicht in demselben Maße auf. Der Regler kann daher rascher eingestellt werden ohne den stabilen Arbeitsbereich zu verlassen.

Eine gegebenenfalls am Motor 5 angebrachte, im Ausführungsbeispiel nach Fig. 6 dargestellte Istwert-Erfassung kann für eine zusätzliche Überwachung des Motors 5, zum Beispiel bei einer gewünschten Notabschaltmöglichkeit des Motors 5 verwendet werden.

In den Diagrammen der Figuren 7 und 8 wird das dynamische Verhalten der beiden Regelungen nach den Figuren 5 und 6 verglichen. Als Maß für die Dynamik der Regelung wird der reziproke Wert der Nachstellzeit T_i des Antriebes gewählt. In Fig. 7 ist die Dynamik als Funktion des Massenträgheitsverhältnisses von Last zu Motor bei identischer Kopplung und identischer Phasenreserve dargestellt. Hierbei zeigt sich deutlich, daß die Regelung nach Fig. 6 mit der Istwert-Erfassung an der Last gerade bei größeren Massenträgheitsverhältnissen der Istwert-Erfassung am Motor entsprechend der Figur 5 deutlich überlegen ist.

In Fig. 8 ist die Dynamik als Funktion der Drehsteifigkeit der Kopplung 24 bei konstantem Massenträgheitsverhältnis und identischer Phasenreserve abgebildet. Hier zeigt sich die Regelung nach Fig. 6 besonders bei niedriger Drehsteifigkeit der Kopplung gegenüber der konventionellen Regelung entsprechend Fig. 5 überlegen.

Fig. 9 schließlich zeigt das Regeldiagramm des Reglers 23. Der Soll- und der Istwert, im Ausführungsbeispiel die Soll- bzw. Ist-Mittellage eines Gummituchzylinders 2, werden zur Bildung der Differenz Sollwert-Istwert einem ersten Differenzverstärker 31 zugeführt. Die dort gebildete Differenz D_1 wird einem ersten Proportionalverstärker 34 zugeführt und als proportional verstärktes Signal $K_1 \cdot X_{D_1}$ auf einen zweiten Differenzverstärker 35 gegeben. Parallel werden der Sollwert und der Istwert jeweils einem Differenzglied 32 bzw. 33 zugeführt, differenziert und die entsprechenden Ausgangssignale S_s und S_i zum zweiten Differenzverstärker 35 geführt. Die dort gebildete Summe $k_1 \cdot D_1 + S_s - S_i$ wird in einem zweiten Proportionalver-

stärker 36 verstärkt und über ein Integrierglied 37 einem Stromregler für den Motor 5 zugeführt.

Figur 10 zeigt eine Druckstelle, die durch drei Zylindergruppen 10 gebildet wird. Eine erste Zylindergruppe 10 ist auf der einen Druckseite der Papierbahn 1, und eine zweite und eine dritte Zylindergruppe 10 sind auf der gegenüberliegenden Druckseite dieser Papierbahn 1 angeordnet. Die beiden auf der gleichen Druckseite der Papierbahn 1 angeordneten Zylindergruppen 10 sind wechselseitig an den Gummizylinder 2 der ersten Zylindergruppe 10 anstellbar. Dies ist durch zwei gerade Pfeile W angedeutet. Dabei sind die beiden oberen Zylindergruppen 10, die sich etwa horizontal gegenüberliegen zu einer Zylindereinheit 21 zusammengefaßt und als solche im Maschinengestell unabhängig von der unteren Zylindergruppe 10 gelagert. Jede Zylindergruppe 10 wird wieder von einem Motor 5, wie dies schon bei den beiden Zylindergruppen 10 der Figur 1 der Fall gewesen ist, einzeln angetrieben.

Diese Anordnung ermöglicht den fliegenden Wechsel der Produktion bei kontinuierlich fortlaufender Papierbahn 1. Jeweils einer der beiden abschwenkbaren Gummizylinder 2 ist abgeschwenkt, während der andere in Druckstellung zum gegenüberliegenden Gummizylinder 2 der ersten Zylindergruppe 10 steht. Der Produktionswechsel erfolgt in bekannter Weise durch Wechsel der Platten des dem abgeschwenkten Gummitchylinders 2 zugeordneten Plattenzylinders 3.

Figur 11 zeigt eine alternative Druckstelle ebenfalls mit drei Zylindergruppen 10. Das zur Anordnung von Figur 10 Gesagte gilt grundsätzlich auch zur Anordnung von Figur 11. Während die drei Zylindergruppen 10 der Anordnung nach Figur 10 jeweils die Schenkel eines "Y" bilden, bilden die Zylindergruppen 10 der Figur 11 ein auf dem Kopf stehendes "Y" bzw. ein "Lambda". Bei der Anordnung nach Figur 11 sind die beiden unteren, sich horizontal gegenüberliegenden Zylindergruppen 10 in dem Maschinengestell unabhängig von der oberen Zylindergruppe 10 gelagert. Diese beiden unteren Zylindergruppen 10 bilden dadurch die Bau- bzw. Zylindereinheit 21.

Die Anordnungen der Figuren 10 und 11 zeigen die hohe Flexibilität der erfindungsgemäßen Bildung von Zylindergruppen und der erfindungsgemäßen Regelung jeder Zylindergruppe. Es lassen sich auf besonders einfache Weise unterschiedlichste Druckstellen bilden, indem beispielsweise Zylindereinheiten 21 mit Zylindergruppen 10 (Fig. 10 und 11) oder mehrere Zylindereinheiten 21 übereinander angeordnet werden (Fig. 1). Grundsätzlich können die Zylinder der Anordnungen nach den Figuren 10 und 11 auch in anderer Weise als die nach den Figuren 1 bis 4 gekoppelt sein, beispielsweise über ein einziges Getriebe.

Patentansprüche

1. Rotationsdruckmaschine,
dadurch gekennzeichnet, daß
 - a) Gummitchylinder (2) und Plattenzylinder (3) der Rotationsdruckmaschine parrweise durch mechanische Kopplung für ihren Antrieb zu Zylindergruppen (10) zusammengefaßt sind, und daß
 - b) jeweils eine Zylindergruppe (10) von einem eigenen Antriebsmotor (5) angetrieben wird.
2. Rotationsdruckmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Gummitchylinder (2) vom dem Antriebsmotor (5) angetrieben und vom Gummitchylinder (2) auf den Plattenzylinder (3) angetrieben wird.
3. Rotationsdruckmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß eine Zylindergruppe (10) zusätzlich einen Gegendruckzylinder (4) für ihren Gummitchylinder (2) aufweist, der mit dem Gummitchylinder (2) mechanisch gekoppelt ist.
4. Rotationsdruckmaschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß eine Zylindereinheit (20) mit mehreren Zylindergruppen (10) einen Zentralzylinder (6) aufweist, der mit einem eigenen Antriebsmotor (5) versehen oder für den Antrieb mechanisch an den Gummitchylinder (2) einer Zylindergruppe (10) angekoppelt ist.
5. Rotationsdruckmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Abtrieb von dem Antriebsmotor (5) auf die Zylinder (2, 3) mittels eines Zahnriemens (11) erfolgt.
6. Rotationsdruckmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens eine Farbwalze (7) eines Farbwerkes bzw. eines Farb- und Feuchtwerkes, das einer Zylindergruppe (10) zugeordnet ist, mechanisch mit dieser Zylindergruppe (10) gekoppelt oder, daß für den Antrieb mindestens einer Farbwalze (7) solch eines Farbwerkes ein eigener Antriebsmotor (5) vorgesehen ist.
7. Rotationsdruckmaschine mit einer Regelung der Lage und/oder der Drehzahl einer von dem Antriebsmotor (5) angetriebenen Zylindergruppe (2; 2, 3, 4) mit einem Sollwert-Geber (22), einem Istwert-Geber (21 ; 27) und einem Re-

- gler (23) für den Motor (5), dadurch gekennzeichnet, daß der Istwert-Geber (21; 27) die Lage und/oder die Drehzahl eines Zylinders (2, 3 oder 4) einer Zylindergruppe (10) erfaßt.
8. Rotationsdruckmaschine nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß ein von dem Istwert-Geber (21; 27) ausgegebener Istwert die Hauptführungsgröße für den Regler (23) bildet.
9. Rotationsdruckmaschine nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß für die Regelung kein weiterer mechanischer Istwert-Geber, vorzugsweise kein mechanischer Istwert-Geber für die Erfassung der Lage oder der Drehzahl des Motors (5) vorgesehen ist.
10. Rotationsdruckmaschine nach einem der Ansprüche 7 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß ein mechanischer Geber am Motor (5) vorgesehen ist, dessen Ausgangssignal als Eingangssignal für eine Notabschaltung des Motors (5) verwendet wird.
11. Rotationsdruckmaschine nach einem der Ansprüche 7 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Istwert-Geber (21; 27) der Regelung am momentenfreien Wellenende des vom Motor (5) angetriebenen Zylinders (2 oder 3) angebracht ist.
12. Rotationsdruckmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß für die Kopplung zwischen dem Antriebsmotor (5) und dem angetriebenen Zylinder (2) einer Zylindergruppe (10) oder der angetriebenen Walze (7) ein Zahnriemen (15) dient.
13. Rotationsdruckmaschine nach einem der Ansprüche 1, 2 oder 4 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß eine Zylindereinheit (20) mit mehreren Zylindergruppe (10) zwei Zentralzylinder (6) aufweist, die mit je einem eigenen Antriebsmotor (5) versehen sind.
14. Rotationsdruckmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß drei Zylindergruppen (10) eine Druckstelle bilden.
15. Rotationsdruckmaschine nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß eine Zylindergruppe (10) auf der einen Druckseite und zwei Zylindergruppen (10) auf der gegenüberliegenden Druckseite einer Papierbahn (1) angeordnet sind.
16. Rotationsdruckmaschine nach Anspruch 14 oder 15, dadurch gekennzeichnet, daß der Gummituchzylinder (2) der auf der einen Druckseite einer Papierbahn (1) angeordneten Zylindergruppe (10) den Gegendruckzylinder für die beiden wechselseitig einsetzbaren Gummituchzylinder (2) der auf der gegenüberliegenden Druckseite der Papierbahn (1) angeordneten Zylindergruppen (10) bildet.
17. Rotationsdruckmaschine nach Anspruch 14 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden einer Druckseite (1) horizontal gegenüberliegenden Zylindergruppen (10) zu einer Zylindereinheit (21) zusammengefaßt sind.
18. Rotationsdruckmaschine nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Zylindereinheit (21) mit der Zylindergruppe (10) ypsilonförmig oder lambda-förmig angeordnet ist.

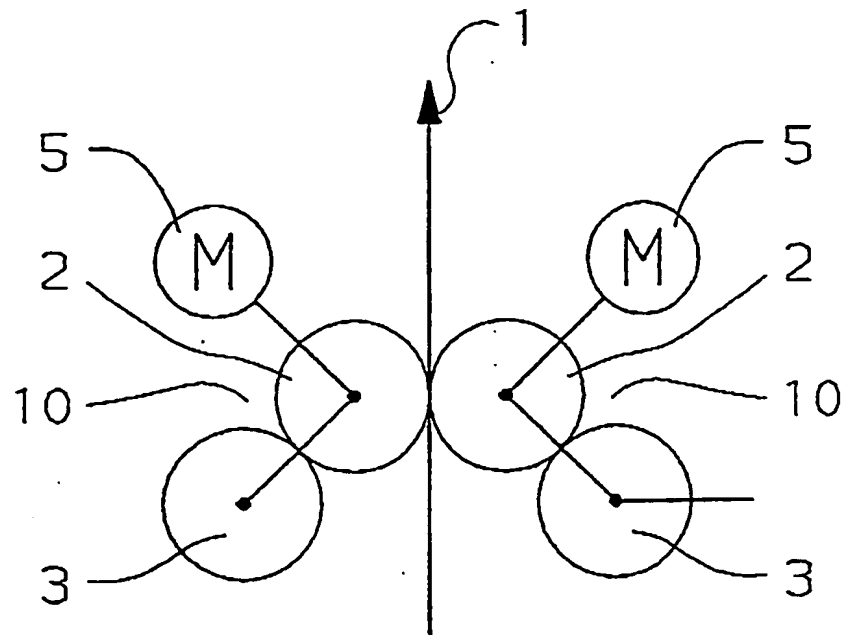


Fig. 1

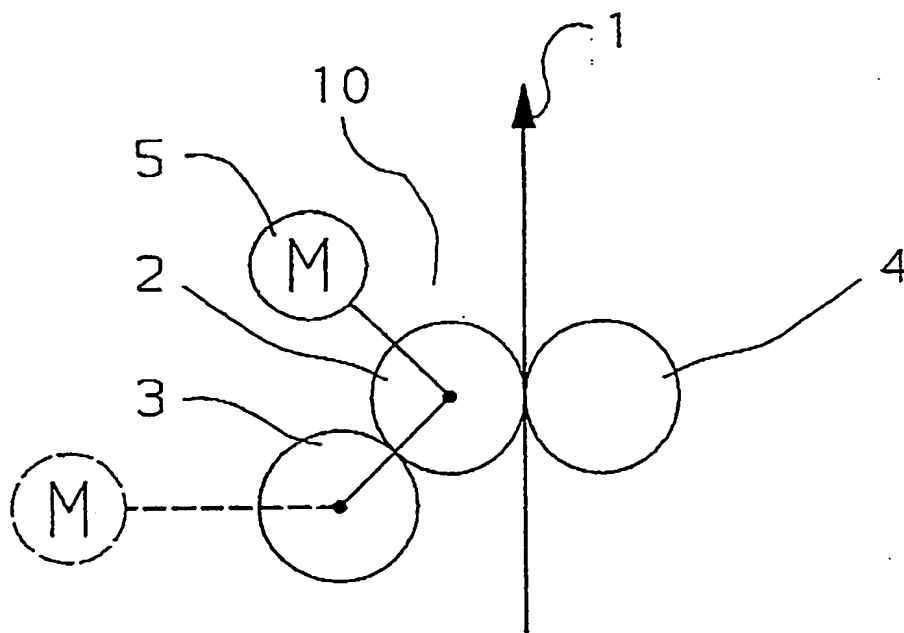


Fig. 2

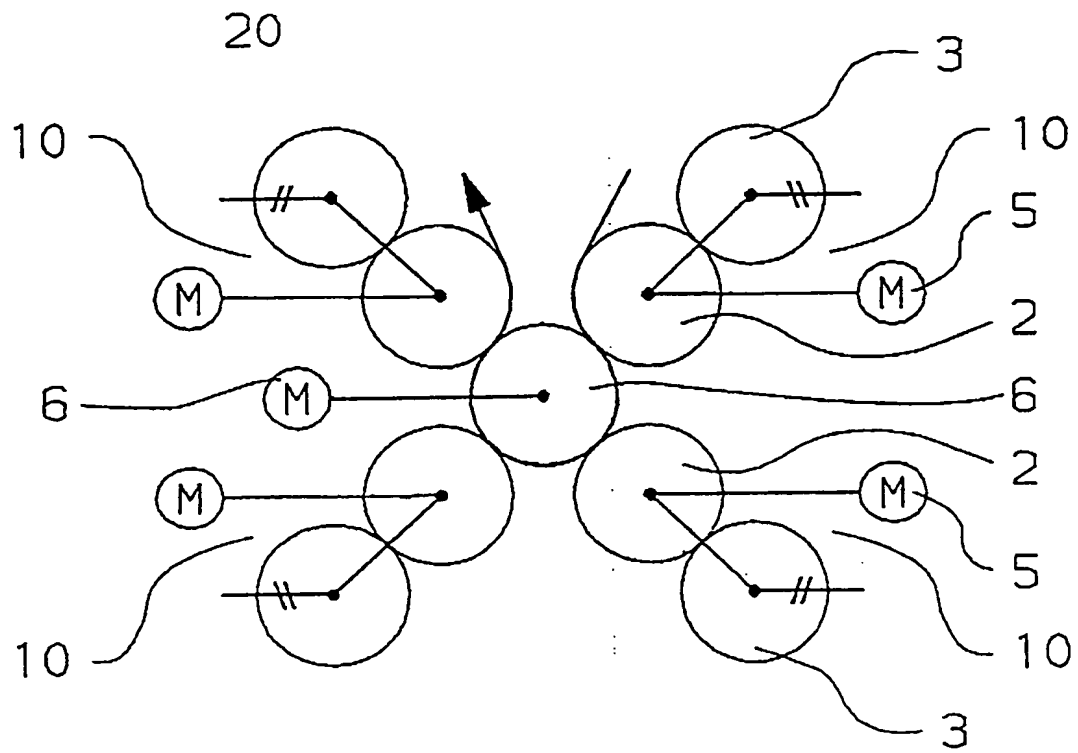


Fig. 3

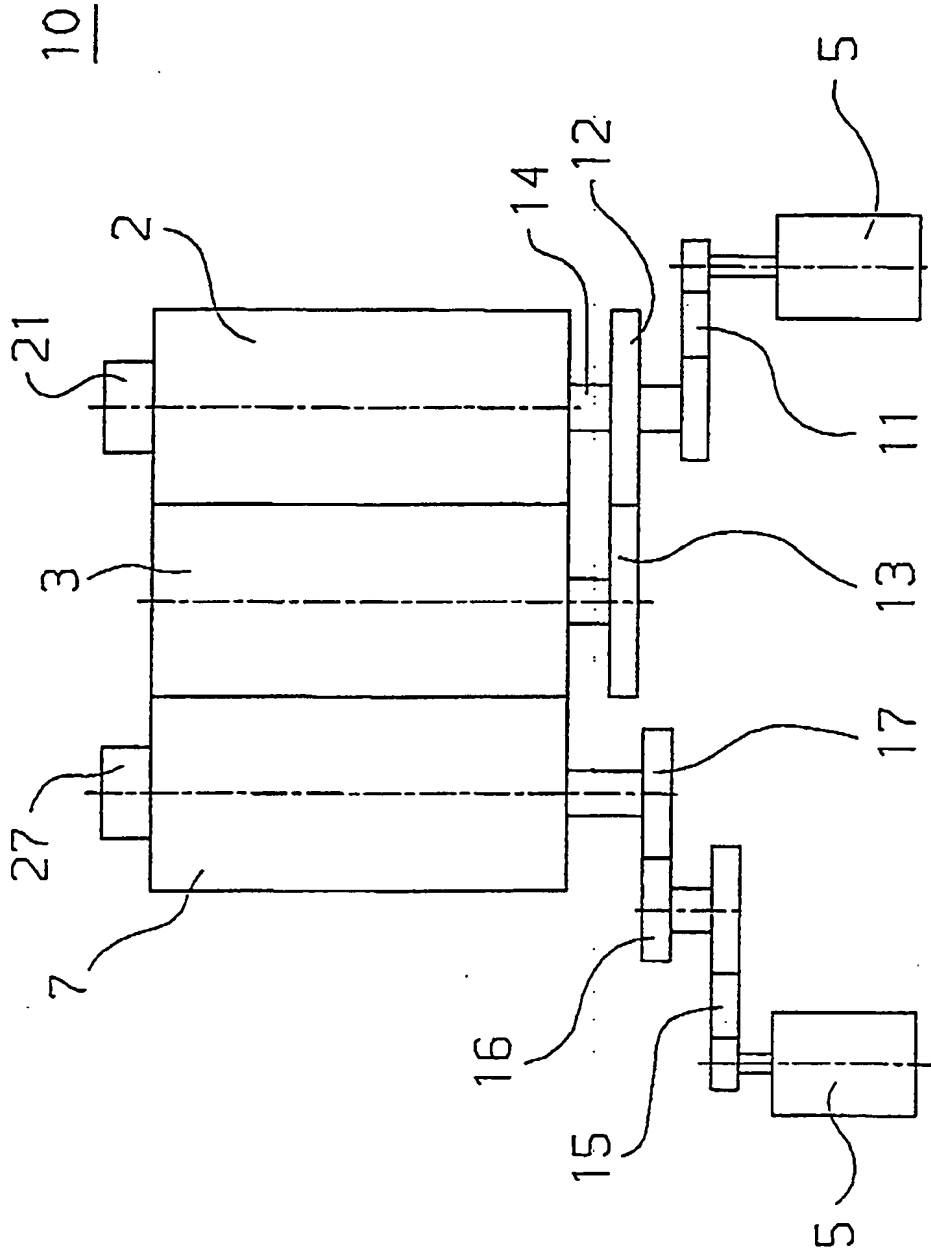


Fig. 4

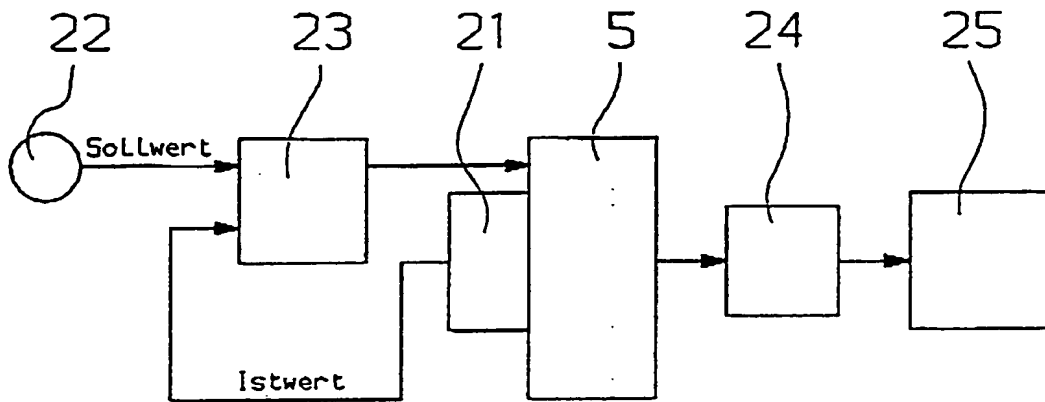


Fig. 5

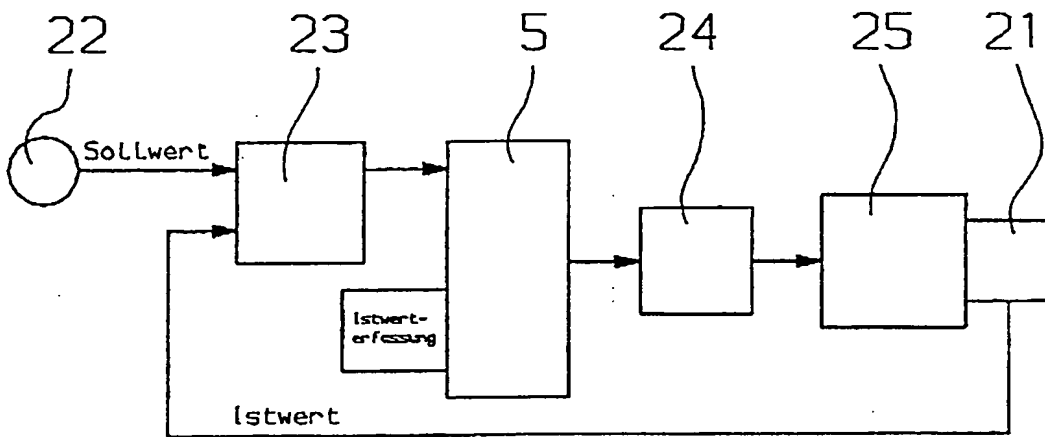


Fig. 6

Dynamik in Funktion des Massentraegheitsverhaeltnisses

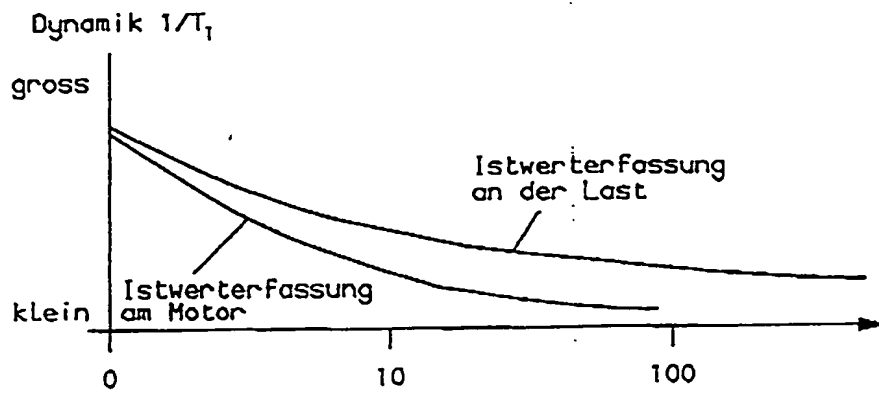


Fig. 7

Dynamik in Funktion der Drehsteifigkeit der Kopplung

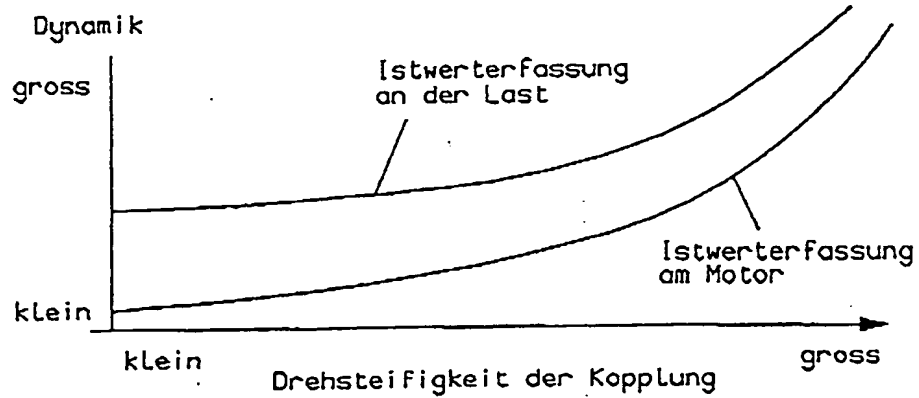


Fig. 8

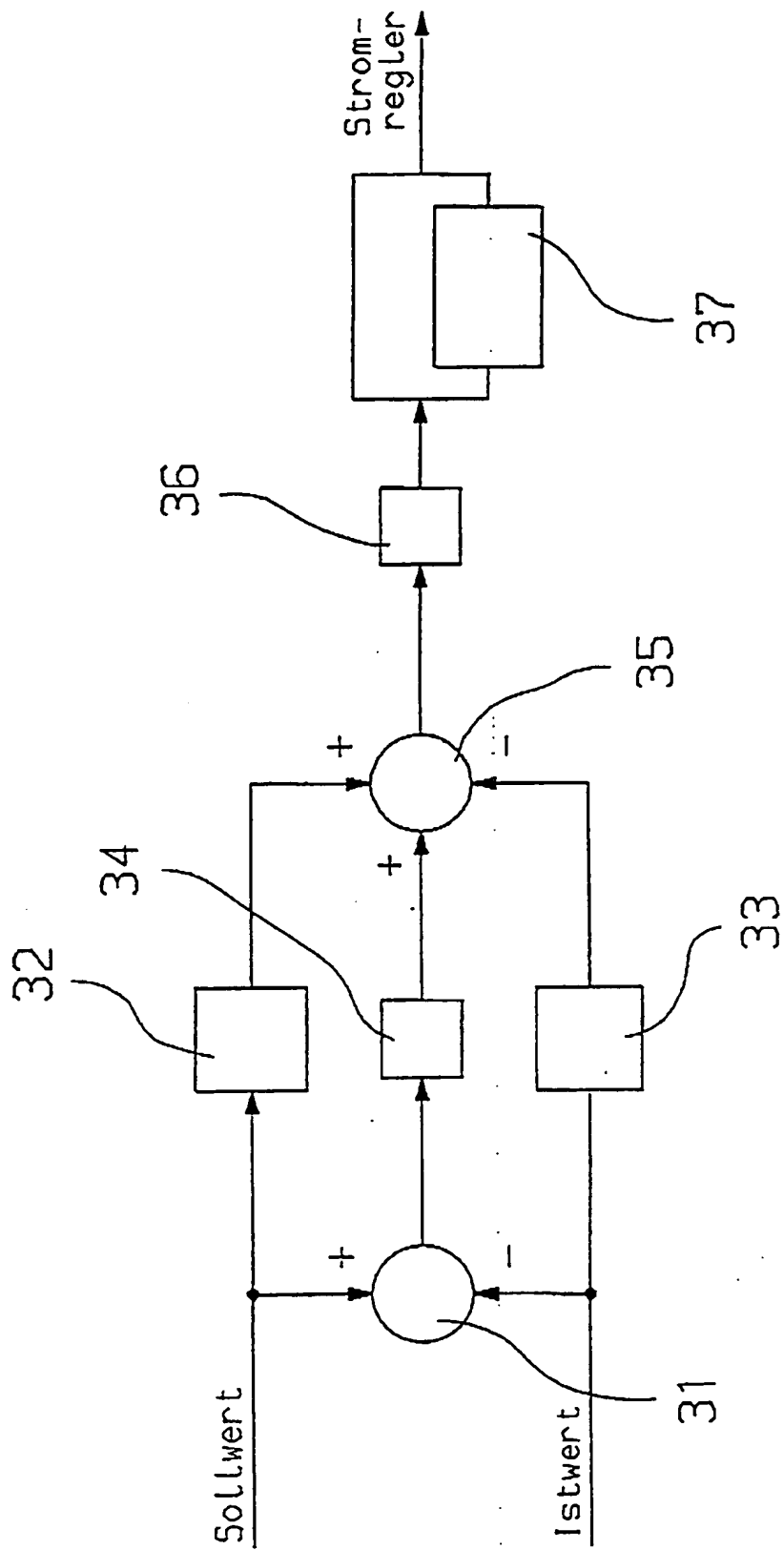


Fig. 9

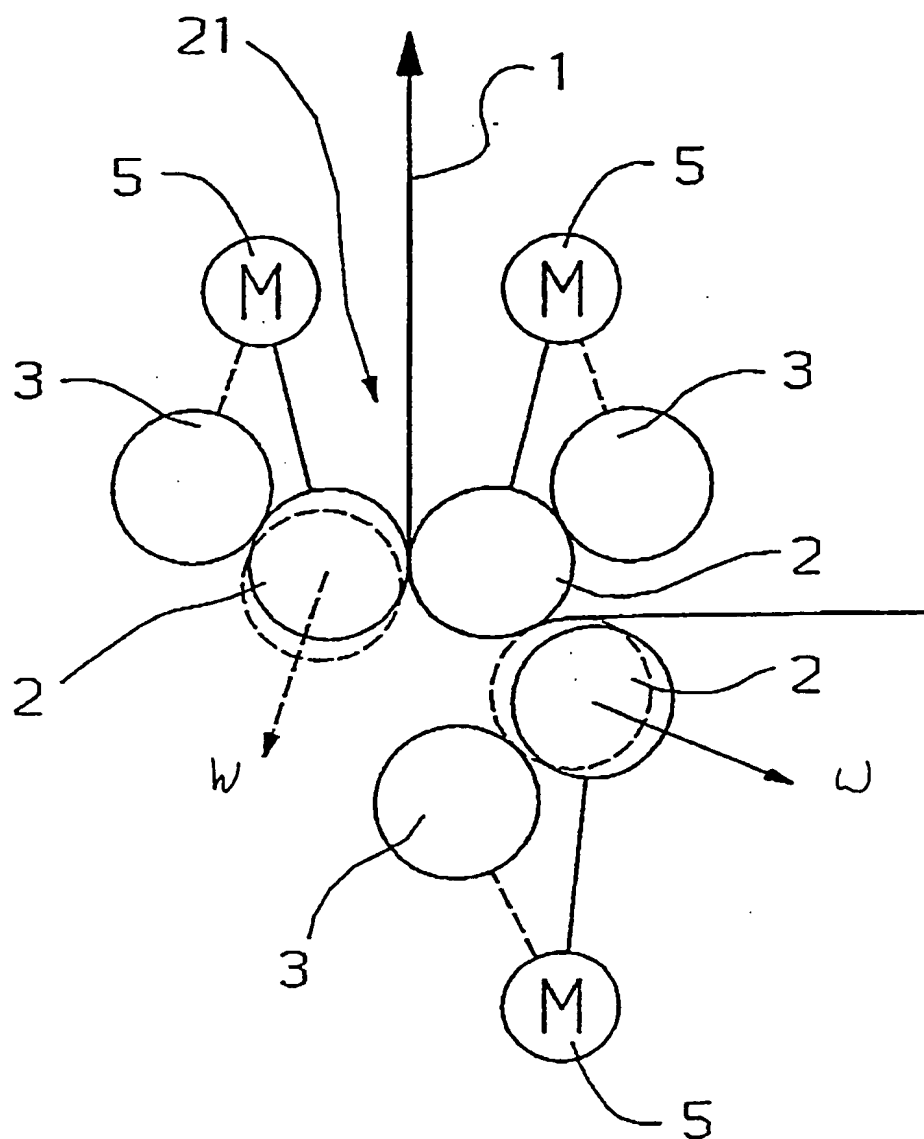


Fig. 10

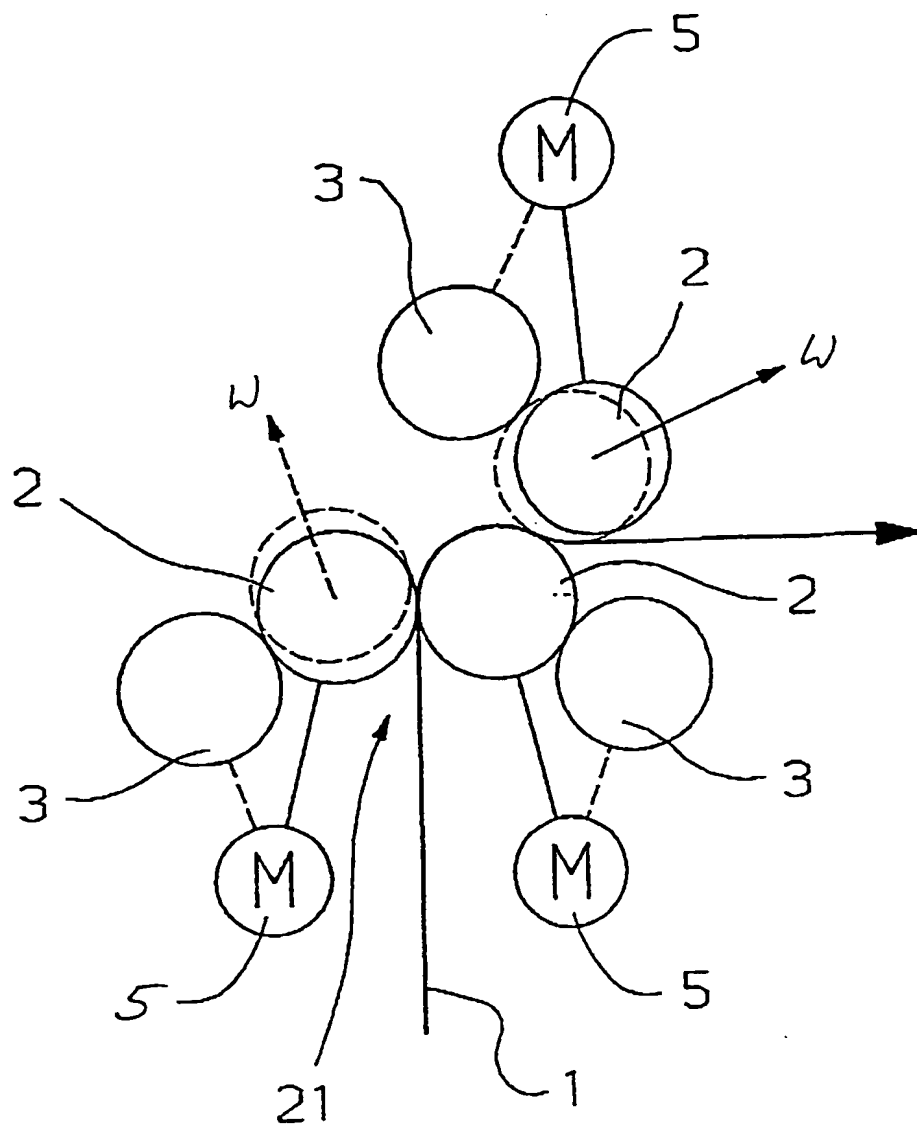


Fig. 11